

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-161015

(43)Date of publication of application : 13.06.2000

(51)Int.Cl.

F01K 23/10
 C25B 1/04
 F01D 1/14
 F01K 21/04
 F01K 25/00
 F01K 25/10
 F02C 3/22
 F02C 3/30
 F02C 6/18

(21)Application number : 10-368423

(71)Applicant : HATANAKA TAKESHI

(22)Date of filing : 19.11.1998

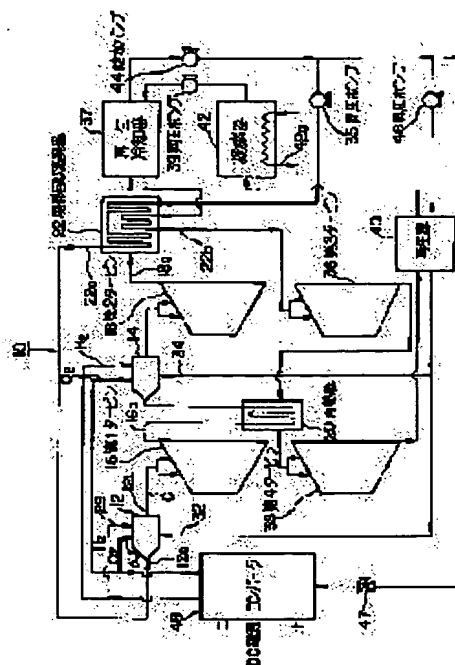
(72)Inventor : HATANAKA TAKESHI

(54) CLOSED-CYCLE POWER SYSTEM

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a closed-cycle power system which has high thermal efficiency, is formed small and light, and is manufactured at a low cost.

SOLUTION: In this closed-cycle power system, expansion turbines 16, 18 are driven by steam working fluid of combustors 12, 14 and organic operational fluid is produced from a low boiling point organic mixed solvent in an exhaust heat recovery evaporator 22 by turbine exhaust. Thereby, an expansion turbine 36 is driven and the exhaust of the expansion turbine 36 is condensed by a condenser 42. While, feed water is produced by condensing the exhaust of the exhaust heat recovery evaporator 22 by a regenerative cooler 37, the condensed organic mixed solvent is forcibly fed to the exhaust heat recovery evaporator 22 by a boosting pump 39, and feedwater is forcibly fed to the combustors 12, 14 by a boosting pump 46.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2000-161015

(P2000-161015A)

(43)公開日 平成12年6月13日(2000.6.13)

(51)Int.Cl.

識別記号

F I

テマコード(参考)

F 0 1 K 23/10

F 0 1 K 23/10

T 3 G 0 8 1

U 4 K 0 2 1

V

C 2 5 B 1/04

C 2 5 B 1/04

F 0 1 D 1/14

F 0 1 D 1/14

審査請求 未請求 請求項の数20 書面 (全 12 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願平10-368423

(22)出願日 平成10年11月19日(1998.11.19)

(71)出願人 594207791

畑中 武史

東京都三鷹市深大寺1-5-4

(72)発明者 畑中 武史

東京都三鷹市深大寺1-5-4

Fターム(参考) 3G081 BA02 BB04 BC07 DA04 DA06
DA07 DA14 DA16

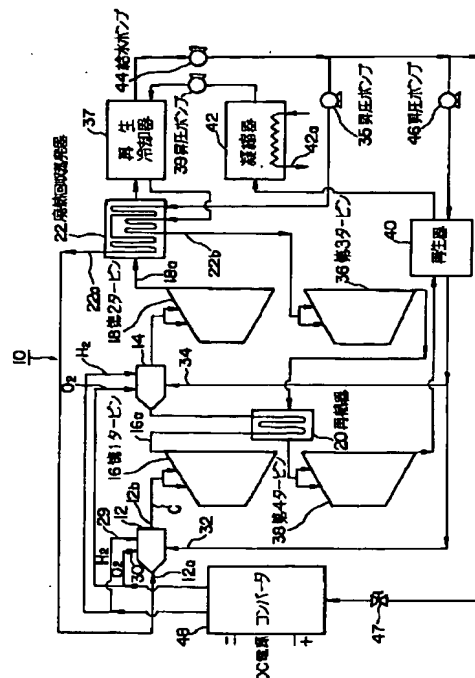
4K021 AA01 BA02 DC01 DC03 DC15

(54)【発明の名称】 密閉サイクル動力システム

(57)【要約】

【目 的】 本発明は熱効率が高く、小型軽量、低コストの密閉サイクル動力システムを提供することを目的とする。

【構 成】 この発明の密閉サイクル動力システムにおいて、コンバスタ(12、14)の蒸気作動流体より膨張タービン(16、18)を駆動し、タービン排気により排熱回収蒸発器(22)で低沸点有機混合溶媒から有機作動流体を生成し、これにより膨張タービン(36)を駆動し、膨張タービン(36)の排気を凝縮器(42)で液化し、一方、排熱回収蒸発器の排気を再生冷却器(37)で復水させて給水を生成し、凝縮された有機混合溶媒を昇圧ポンプ(39)で排熱回収蒸発器に圧送し、給水を昇圧ポンプ(46)でコンバスタに圧送するようにしたものである。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 高压给水から冷却用高压蒸気を生成する蒸気発生手段ならびに水素および酸素の燃焼生成物と冷却用高压蒸気からなる第 1 および第 2 蒸気作動流体を生成する燃焼室を備えた第 1 および第 2 コンバスタと、第 1 蒸気作動流体により駆動される第 1 タービンと、第 2 蒸気作動流体により駆動される第 2 タービンと、第 2 タービンのアウトレットに接続されていて第 2 タービンの排熱により低沸点有機混合溶媒から有機作動流体を生成する排熱回収蒸発器と、有機作動流体により駆動される第 3 タービンと、第 3 タービンの排気を凝縮液化して液相の有機混合溶媒に変換する凝縮器と、排熱回収蒸発器を通過した第 2 タービンの排気を冷却液化して給水を生成する冷却手段と、給水を加圧して高压给水として第 1 および第 2 コンバスタの蒸気発生手段に供給する第 1 昇圧ポンプ手段と、液相の有機混合溶媒を加圧して排熱回収蒸発器に供給する第 2 昇圧ポンプ手段とを備え、第 1 タービンのアウトレットが第 2 コンバスタに連通する密閉サイクル動力システム。

【請求項 2】 請求項 1 において、さらに、冷却手段に接続されて給水の一部を供給する管路手段と、管路手段に接続されて給水の一部を水素と酸素に分解して第 1 および第 2 コンバスタの燃焼室に供給するコンバータとを備える密閉サイクル動力システム。

【請求項 3】 請求項 1 または 2 において、冷却手段が排熱回収蒸発器と凝縮器との間に接続された再生冷却器からなり、再生冷却器が有機混合溶媒と排熱回収蒸発器を経由した第 2 タービンの排気とを熱交換しながら給水を生成する密閉サイクル動力システム。

【請求項 4】 請求項 1 または 2 において、さらに、給水の一部を加圧して排熱回収蒸発器を介して第 1 コンバスタに供給する第 3 昇圧ポンプ手段を備え、排熱回収蒸発器が給水の一部を冷却用蒸気に変換する密閉サイクル動力システム。

【請求項 5】 請求項 4 において、第 1 および第 2 コンバスタがそれぞれ燃焼室に開口している水素供給管と、燃焼室に開口している酸素供給管と、冷却蒸気と高压冷却蒸気との混合蒸気を燃焼室に供給する混合室と、蒸気発生手段の上流側に形成されていて排熱回収蒸発器に接続された冷却蒸気導入室とを備え、蒸気発生手段が燃焼室と冷却蒸気導入室との間に形成された高压蒸気発生室と、高压蒸気発生室内に配置されて高压給水を噴射するためのスプレーノズルと、冷却蒸気を冷却蒸気導入室から燃焼室に流入させるための複数の通路とを備える密閉サイクル動力システム。

【請求項 6】 請求項 1 または 2 において、さらに、第 3 タービンの排気により駆動される第 4 タービンと、第 4 タービンのアウトレットと凝縮器との間に接続された再生器とを備え、再生器が第 1 昇圧ポンプ手段で加圧された給水を第 4 タービンの排気で予熱する密閉サイクル動

力システム。

【請求項 7】 請求項 6 において、さらに、第 3 タービンのアウトレットと第 4 タービンのインレットとの間に配置された再熱器を備え、第 3 タービンの排気が再熱器で第 1 タービンの排気で加熱されて第 4 タービンに供給される密閉サイクル動力システム。

【請求項 8】 請求項 1 または 2 において、有機混合溶媒が 75～95 重量%のメチルアルコールと 5～25 重量%のアンモニアからなる密閉サイクル動力システム。

【請求項 9】 請求項 6 において、第 1 ないし第 4 タービンがそれぞれ流体噴射ノズルと、流体噴射ノズルに連通して作動流体の旋回ジェット流を発生させる旋回ジェット流発生手段をラジアル面に有するステータと、ステータに対向して配置されたタービンロータとを備え、タービンロータのラジアル面がステータの旋回ジェット流発生手段に対面する複数のタービン動翼とを備える密閉サイクル動力システム。

【請求項 10】 請求項 9 において、第 1 および第 2 タービンならびに第 3 および第 4 タービンがそれぞれ共通のタービンハウジングに収納されている密閉サイクル動力システム。

【請求項 11】 高压给水から冷却用高压蒸気を生成する蒸気発生手段ならびに水素および酸素の燃焼生成物と高压蒸気からなる蒸気作動流体を生成する燃焼室を備えたコンバスタと、蒸気作動流体により駆動される第 1 タービンと、第 1 タービンの排熱により低沸点有機混合溶媒を有機作動流体に変換する排熱回収蒸発器と、有機作動流体により駆動される第 2 タービンと、排熱回収蒸発器を経由した第 1 タービンの排気を冷却凝縮して給水を生成する冷却手段と、給水を加圧してコンバスタに高压给水として供給する第 1 昇圧ポンプと、第 2 タービンの排気を凝縮液化して液相の有機混合溶媒を生成する凝縮器と、有機混合溶媒を加圧して排熱回収蒸発器に供給する第 2 昇圧ポンプとを備える密閉サイクル動力システム。

【請求項 12】 請求項 11 において、さらに、冷却手段に接続されて給水の一部を供給する管路手段と、管路手段に接続されて給水の一部を水素と酸素に分解して第 1 および第 2 コンバスタの燃焼室に供給するコンバータとを備える密閉サイクル動力システム。

【請求項 13】 請求項 11 または 12 において、冷却手段が排熱回収蒸発器と凝縮器との間に接続された再生冷却器からなり、再生冷却器が第 1 タービンの排気を給水に変換するとともに有機混合溶媒を予熱する密閉サイクル動力システム。

【請求項 14】 請求項 11 または 12 において、さらに、給水の一部を排熱回収蒸発器を介してコンバスタに加圧して供給する第 3 昇圧ポンプを備え、排熱回収蒸発器が給水の一部を冷却用蒸気に変換する密閉サイクル動力システム。

【請求項 15】 請求項 14 において、コンバスタが燃焼

室に開口している水素供給管と、燃焼室に開口している酸素供給管と、冷却蒸気と高圧冷却蒸気との混合蒸気を燃焼室に供給する混合室と、蒸気発生手段の上流側に形成されていて排熱回収蒸発器に接続された冷却蒸気導入室とを備え、蒸気発生手段が燃焼室と冷却蒸気導入室との間に形成された高圧蒸気発生室と、高圧蒸気発生室内に配置されて高圧給水を噴射するためのスプレーノズルと、冷却蒸気を冷却蒸気導入室から燃焼室に流入させるための複数の通路とを備える密閉サイクル動力システム。

【請求項 16】請求項 13 において、さらに、第 2 タービンと凝縮器との間に配置された再生器を備え、再生器が第 2 タービンの排気熱により第 1 昇圧ポンプで加圧された給水を予熱する密閉サイクル動力システム。

【請求項 17】請求項 11 または 12 において、有機混合溶媒が 75～95 重量%のメチルアルコールと 5～25 重量%のアンモニアからなる密閉サイクル動力システム。

【請求項 18】請求項 11 または 12 において、第 1 および第 2 タービンがそれぞれ流体噴射ノズルと、流体噴射ノズルに連通してラジアル面に作動流体の旋回ジェット流を発生させる旋回ジェット流発生手段を有するステータと、ステータに対向して配置されたタービンロータとを備え、タービンロータのラジアル面がステータの旋回ジェット流発生手段に対面する複数のタービン動翼を備える密閉サイクル動力システム。

【請求項 19】高圧給水から冷却用高圧蒸気を生成する高圧蒸気発生手段と水素および酸素との燃焼生成物と冷却用高圧蒸気からなる蒸気作動流体を生成するコンバスタと、蒸気作動流体により駆動されるタービンと、タービンの排気を冷却して給水を生成する冷却手段と、給水を加圧して高圧給水として蒸気発生手段に供給する昇圧ポンプとを備え、タービンがコンバスタに連通する流体噴射ノズルと、流体噴射ノズルに連通するステータと、ステータに対向して配置されたタービンロータとを備え、ステータのラジアル面が作動流体の旋回ジェット流を発生させる旋回ジェット流発生手段を備え、タービンロータのラジアル面が旋回流発生手段に対面する複数のタービン動翼を備える密閉サイクル動力システム。

【請求項 20】請求項 19 において、さらに、冷却手段に接続されて給水の一部を供給する管路手段と、管路手段に接続されて給水の一部を水素と酸素に分解して第 1 および第 2 コンバスタの燃焼室に供給するコンバータとを備える密閉サイクル動力システム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明は水素燃焼ガスタービンに関し、とくに、水素燃焼型密閉サイクル動力システムに関する。

【0002】

【従来の技術】米国特許第 5, 177, 952 号には水素燃焼動力システムにおいて、タービンで膨張した蒸気を復水器で凝縮して給水を生成し、給水の一部を電解装置で水素と酸素に分解して、これらをコンバスタに供給して高温高圧蒸気を発生させ、これをタービンに循環させるシステムが開示されている。このシステムにおいて、第 1 に、タービンで膨張した高温低圧の水蒸気を復水器で復水させているが、復水器によって系外へ大量の熱量が放出されるため、熱効率が悪い。そのため、装置が大型化し、コストアップの要因となっていた。第 2 に、タービンの膨張蒸気の一部を復水器で冷却した後、この蒸気をコンプレッサで圧縮して再生器を介してコンバスタに冷却用蒸気として給送しているが、コンプレッサはタービンの軸動力の $1/2 \sim 1/3$ のエネルギーを消費するため、利用可能なタービン出力が著しく低下して熱効率が悪くなる。

【0003】米国特許第 5, 331, 806 号にはタービンの排気側をコンプレッサの吹込側に接続することにより、コンプレッサが水蒸気を圧縮して作動流体としてコンバスタに供給し、水素と酸素を燃焼させて高温高圧蒸気を生成し、これによりタービンを駆動するようにした水素燃焼ガスタービンが開示されている。前述したように、コンプレッサはタービンの軸動力の大部分を消費するため、熱効率が悪い。しかも、コンプレッサ内部に多数の冷却水噴射ノズルを配置して外部から冷却水を供給しているが、大量の冷却水を必要とするため、ランニングコストが高くなる。さらに、コンプレッサとコンバスタとの中間に分岐管を設けてコンプレッサで吸熱した蒸気の一部が系外に排出されるため、大量の熱量が放出され、熱効率が低下する。

【0004】米国特許第 5, 687, 559 号には不活性ガスを作動流体としたブレイトンサイクルと、水素と酸素を燃焼させて得られる水蒸気を作動流体としたランキンサイクルからなる水素燃焼ガスタービンプラントが開示されている。この特許において、ブレイトンサイクルにはコンプレッサが使用されているため、ブレイトンサイクルの出力効率が低く、ガスタービンプラントの熱効率が悪い。さらに、このプラントにおいて、高圧タービンの排気を低温熱交換器に通して復水タービンに給送しているが、復水タービンの排気を全量復水器で凝縮させるため、大量の潜熱を冷却水にすることで、熱損失が大きくなる。しかも、復水タービンは段数が多く低圧段の容積流量が非常に大きくなり、タービン低圧部の寸法も大きくなるため、プラント全体が大きくなり製造コストも高くなる。

【0005】米国特許第 5, 775, 091 号には排熱回収蒸気発生器により給水を加熱して高圧蒸気および中圧蒸気を生成し、これらにより高圧タービンおよび中圧タービンを冷却した後、高圧コンバスタおよび中圧コンバスタにそれぞれ還流させるようにした水素燃料パワー

プラントが開示されている。このプラントにおいて、第 1 に、高圧タービンおよび中圧タービンの入口温度はいずれも 1600℃の高温に達し、水蒸気腐食による信頼性が低下するため、高級な特殊材料を使用しなければならない。その上、タービンの静翼および動翼に特殊な冷却構造を形成しなければならず、タービン構造が大型化するとともにタービン構造が複雑化して製造コストが高くなる。さらに、タービンの排熱エネルギーは全てタービンの冷却蒸気発生用のみ消費され、しかも冷却媒体の消費量が大きいため、タービンプラントの熱効率が悪い。また、低圧タービンの排気を全量復水器で凝縮させるため、大量の潜熱を冷却水すなわち系外にすてることになり、これが大きな熱損失となる。しかも、経済的な面では、低圧タービンは段数が多く低圧段の容積流量が非常に大きくなり、タービン低圧部の寸法が大きくなる。また、復水器が必要となるため、建設費と運転保守の点でコスト高になる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】以上のように、従来の水素燃焼ガスタービンプラントにおいては、タービンの排熱エネルギーを復水器を介して系外に大量に放出し、あるいは、タービンの冷却媒体生成用に消費しているため、タービンプラントの熱効率が減少するという問題点が生ずる。

【0007】そこで、本発明はコンバスタに高圧の冷却水を供給することにより高圧蒸気を生成して高圧作動流体に変換するとともにタービンの入口温度を下げてタービンの冷却構造を不要とし、一方、タービンの排熱エネルギーで有機混合溶媒からなる高圧の有機作動流体を生成してこれにより第 2 の膨張タービンを駆動することにより、プラントの熱効率を飛躍的に向上させた密閉サイクル動力システムを提供することを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】本願第 1 の発明では、密閉サイクル動力システムが高圧給水から冷却用高圧蒸気を生成する蒸気発生手段ならびに水素および酸素の燃焼生成物と冷却用高圧蒸気からなる第 1 および第 2 蒸気作動流体を生成する燃焼室を備えた第 1 および第 2 コンバスタと、第 1 蒸気作動流体により駆動される第 1 タービンと、第 2 蒸気作動流体により駆動される第 2 タービンと、第 2 タービンのアウトレットに接続されていて第 2 タービンの排熱により低沸点有機混合溶媒から有機作動流体を生成する排熱回収蒸発器と、有機作動流体により駆動される第 3 タービンと、第 3 タービンの排気を凝縮液化して液相の有機混合溶媒に変換する凝縮器と、排熱回収蒸発器を通過した第 2 タービンの排気を冷却液化して給水を生成する冷却手段と、給水を加圧して高圧給水として第 1 および第 2 コンバスタの蒸気発生手段に供給する第 1 昇圧ポンプ手段と、液相の有機混合溶媒を加圧して排熱回収蒸発器に供給する第 2 昇圧ポンプ手段とを

備え、第 1 タービンのアウトレットが第 2 コンバスタに連通することにより達成される。

【0009】本願第 2 の発明では、密閉サイクル動力システムは高圧給水から冷却用高圧蒸気を生成する蒸気発生手段ならびに水素および酸素の燃焼生成物と高圧蒸気からなる蒸気作動流体を生成する燃焼室を備えたコンバスタと、蒸気作動流体により駆動される第 1 タービンと、第 1 タービンの排熱により低沸点有機混合溶媒を有機作動流体に変換する排熱回収蒸発器と、有機作動流体により駆動される第 2 タービンと、排熱回収蒸発器を経由した第 1 タービンの排気を冷却凝縮して給水を生成する冷却手段と、給水を加圧してコンバスタに高圧給水として供給する第 1 昇圧ポンプと、第 2 タービンの排気を凝縮液化して液相の有機混合溶媒を生成する凝縮器と、有機混合溶媒を加圧して排熱回収蒸発器に供給する第 2 昇圧ポンプとを備えることにより達成される。

【0010】本願第 3 の発明では、密閉サイクル動力システムは高圧給水から冷却用高圧蒸気を生成する高圧蒸気発生手段と水素および酸素との燃焼生成物と冷却用高圧蒸気からなる蒸気作動流体を生成するコンバスタと、蒸気作動流体により駆動されるタービンと、タービンの排気を冷却して給水を生成する冷却手段と、給水を加圧して高圧給水として蒸気発生手段に供給する昇圧ポンプとを備え、タービンがコンバスタに連通する流体噴射ノズルと、流体噴射ノズルに連通するステータと、ステータに対向して配置されたタービンロータとを備え、ステータのラジアル面が作動流体の旋回ジェット流を発生させる旋回ジェット流発生手段を備え、タービンロータのラジアル面が旋回流発生手段に対面する複数のタービン動翼を備えることにより達成される。

【0011】

【作用】本発明の密閉サイクル動力システムにおいて、水素燃焼コンバスタに高圧の冷却水を供給して冷却用高圧蒸気を生成して水素酸素燃焼生成物と高圧蒸気からなる蒸気作動流体を生成し、タービンの入口温度を約 870℃に下げて第 1 膨張タービンを駆動し、第 1 タービンの排熱により排熱回収蒸発器で低沸点有機混合溶媒を蒸発させて有機作動流体を生成し、これにより第 2 膨張タービンを駆動し、第 2 膨張タービンの排気を凝縮液化して液相の有機混合溶媒を高圧ポンプで再生冷却器を介して排熱回収蒸発器に循環し、第 1 膨張タービンの排気を再生冷却器により凝縮して給水を生成し、これを高圧ポンプで高圧給水としてコンバスタに循環させることにより、系外への熱量の放出を少なくし、タービンの冷却を不要にしてシステムの熱効率を飛躍的に向上させたものである。

【0012】

【実施例】以下、本発明について図面を用いて詳細に説明する。図 1 には本発明の望ましい実施例の密閉サイクル動力システム 10 が示されている。密閉サイクル動力

システム 10 は第 1、第 2 水素燃焼コンバスタ 12、14 と、第 1、第 2 タービン 16、18 と、再熱器 20 と、排熱回収蒸発器 22 とを備える。

【0013】図 2 において、第 1 水素燃焼コンバスタ 12 は排熱回収蒸発器 22 に接続されて冷却蒸気が供給されるインレット 12a と、第 1 タービン 16 に接続されたアウトレット 12b と、冷却蒸気導入室 23 と、燃焼室 24 と、冷却蒸気導入室 23 と燃焼室 24 との間に配置された高圧蒸気発生室 26 と、混合室 28 とを備える。混合室 28 内には水素供給管 29 と、その周囲に配置された酸素供給管 30 とが延びていて、それぞれスワ
10 ーラー 29a、30a を介して燃焼室 24 に水素と酸素を理論当量比で供給する。高圧蒸気発生室 26 は冷却蒸気導入室 23 から燃焼室 24 に冷却蒸気を導入するための複数の通路 31 と、高圧蒸気発生室 26 の上流側に開口している複数のスプレーノズル 32 とを備える。ス
15 プレーノズル 32 は後述の高圧ポンプに接続される。インレット 12a から冷却蒸気導入室 23 に流入した冷却蒸気は蒸気発生室 26 に流入する。このとき、蒸気発生室 26 の内壁 26a は燃焼室 24 の 1600° ~ 1700
20 °C の燃焼生成物により加熱されて、スプレーノズル 32 から噴霧された高圧給水の水滴を蒸発させて冷却用高圧蒸気を生成する。蒸気発生室 26 内で高圧蒸気はインレット 12a から導入された冷却蒸気と混合されて混合蒸気 A として混合室 28 の開口部 28a から燃焼室 24 内に噴射される。混合蒸気 A はスワ
25 ーラー 29a、30a の外周から燃焼室 24 に流入し、混合蒸気 A と、冷却蒸気 B および燃焼生成物は混合して 300 ~ 400 bar で約 870°C の高圧蒸気からなる第 1 蒸気作動流体 C が生成される。

【0014】図 1 に戻って、第 1 コンバスタ 12 のアウトレット 12b から第 1 蒸気作動流体 C が第 1 膨張タービン 16 に供給され、第 1 膨張タービン 16 は蒸気作動流体を膨張させながら駆動される。第 1 膨張タービン 16 の排気である膨張蒸気は、550°C、45 bar で再熱器 20 に送られ、ここで後述の如く熱交換されて 420°C、45 bar で第 2 コンバスタ 14 に送られる。第 2 コンバスタ 14 は図 2 の第 1 コンバスタ 12 と同一構造のものである。第 1 コンバスタ 12 と同様に、第 2
35 コンバスタ 14 には第 1 膨張タービン 16 の膨張蒸気と、高圧給水 34 と水素および酸素が供給され、水素および酸素の燃焼生成物と冷却用高圧蒸気からなる第 2 蒸気作動流体を 870°C、43 bar で第 2 膨張タービン 18 に供給する。第 2 膨張タービン 18 は第 2 蒸気作動流体を膨張させ、550°C、1 bar で膨張蒸気である排気を排熱回収蒸発器 22 に供給する。第 1、第 2 膨張タービン 16、18 は後述の如く、共通の出力軸に連結されて、発電機や推進装置等の負荷を駆動する。

【0015】排熱回収蒸発器 22 は第 2 タービン 18 の排熱エネルギーを利用して高圧給水および低沸点有機混
40

合溶媒からそれぞれ 400°C、300 bar の冷却蒸気 22a と 280°C、500 bar の有機作動流体 22b とを生成する。排熱回収蒸発器 22 内で第 2 膨張タービン 18 の膨張蒸気の熱の一部は昇圧ポンプ 35 から圧送された高圧給水と、昇圧ポンプ 39 から圧送された低沸点有機混合溶媒とに伝達される。この熱伝達によって第 2 膨張タービン 18 の膨張蒸気が約 110°C まで冷却される。その後、膨張蒸気は再生冷却器 37 で 85°C、1 bar に冷却される。再生冷却器 37 には昇圧ポンプ 39 を介して約 45°C の有機混合溶媒が加圧下で供給される。冷却蒸気 22a は第 1 コンバスタ 12 のインレット 12a に供給され、有機作動流体 22b は第 3 膨張タービン 36 に供給される。有機作動流体は第 3 膨張タービン 36 で膨張しながら負荷を駆動し、第 3 膨張タービン 36 の膨張蒸気は 250°C、50 bar で再熱器 20 により加熱され、350°C、48 bar で第 4 膨張タービン 38 に供給される。第 4 膨張タービン 38 は望ましくは第 3 膨張タービン 36 に連結されて同一負荷を駆動する。大型機においては、タービン 16、18 の出力軸とタービン 36、38 の出力軸とを互いに連結しても良
45 い。第 4 タービン 38 の膨張蒸気は 180°C、1 bar で再生器 40 を経て凝縮器 42 に給送され、そこで 25 ~ 35°C の冷却水 42a で凝縮液化されて液相の有機混合溶媒が生成される。この有機混合溶媒は昇圧ポンプ 39 で加圧されて再生冷却器 37 において膨張蒸気と熱交換された後、排熱回収蒸発器 22 に給送される。このようにして、再生冷却器 37 で生成された給水は給水ポンプ 44 により昇圧ポンプ 35 および昇圧ポンプ 46 に給送される。

【0016】低沸点の有機混合溶媒は 75 ~ 95 重量% のメチルアルコールと 5 ~ 25 重量% のアンモニアからなり、好ましくは、12 重量% のアンモニアを混合したメチルアルコールが望ましい。この有機混合溶媒は約 50°C の沸点を有し、低温の 250°C、280°C および 300°C でそれぞれ 260 bar、500 bar および 800 bar の高圧力となり、50°C の低温で液相となるため、本発明の動力システムにおいて最適と考えられる。

【0017】図 1 において、昇圧ポンプ 46 の高圧給水は再生器 40 で第 4 タービンの 180°C、1 bar の膨張蒸気によって約 125°C まで予熱されて第 1、第 2 コンバスタ 12、14 に給送されて冷却用に利用される。給水ポンプ 44 の給水の一部は流量制御弁 47 で流量が制御されてコンバータ 48 に給送され、そこで DC 電源に接続された電解装置からなるコンバータ 48 で電気分解されて、水素 H₂ と酸素 O₂ を発生する。前述したように、水素と酸素は第 1、第 2 コンバスタ 12、14 に供給される。電解装置は米国特許第 5,177,952 号で引用された米国特許第 4,950,371 号、同第 4,729,932 号および同第 4,657,829 号
50

で開示された電解法または米国特許第 5, 513, 600 号に開示された電解セルを利用したもので良い。また、電解装置としては 1998 年 8 月 28 日の日経産業新聞で公開された NEDO（新エネルギー・産業技術総合開発機構）に参加している富士電機総合研究所の山口幹昌、主任研究員による高効率電解装置も利用可である。この装置は 1 アンペアの電流で 1 分間に 18 l の水素を生成できるため、有望である。コンバータ 48 と第 1、第 2 コンバスタ 12、14 との間には米国特許第 5, 177, 952 号に示されているように背圧レギュレータやソレノイド・アイソレータ弁あるいは H₂ タンク、O₂ タンク等を設けても良い。

【0018】上記構成において、第 2 膨張タービン 18 の排熱エネルギーは有効に回収されて低沸点有機溶媒からなる有機作動流体を生成し、これにより第 3、第 4 膨張タービン 36、38 を駆動し、第 4 膨張タービン 38 の膨張蒸気を再生器 40 で冷却した後に凝縮器 42 に給送し、液相の有機混合溶媒と排熱回収蒸発器 22 の膨張蒸気とを熱交換して給水を生成するようにしたため、系外へ放出する熱量を少なくして動力システムの熱効率を著しく改善することができる。さらに、第 1、第 2 コンバータ 12、14 には高圧給水が供給されて水素と酸素との高温燃焼生成物を適温の 870℃前後まで冷却するとともに混合蒸気からなる高圧の作動流体を生成させるため、第 1、第 2 膨張タービン 16、18 内の冷却構造を不要として、全体システムの小型軽量化ならびに低コスト化が可能となる。

【0019】図 3 は図 1 の第 1 および第 2 タービン 16、18 の一例を示す。図 3 において、第 1 および第 2 タービン 16、18 はハイブリッドタービン構造 70 を有するものとして示されている。ハイブリッドタービン 70 はタービンハウジング 72 を備える。タービンハウジング 72 は第 2 タービン 18 の圧力エネルギーを速度エネルギーに変換する作動流体噴射ノズル 74、74' と、第 1 タービン 16 の作動流体噴射ノズル 76、76' を備える。タービンハウジング 72 は、さらに、第 2 タービン 18 のステータ 84、84' と、第 1 タービン 16 のステータ 86、86' とを備え、ステータ 84'、86' は共通の固定ディスク 80 に一体的に形成されたものとして図示されているが分離しても良い。

【0020】図 3 において、ステータ 84 はエンドプレートとしての機能も備え、ベアリング 88 を介して出力軸 50 を支持している。実際の製作においてステータ 84 はエンドプレートから独立して構成しても良い。図 3、4 に示すように、ステータ 84 は作動流体噴射ノズル 74 と連通する第 1 および第 2 環状通路 94、96 と、中央排気口 98 とを備える。第 1 および第 2 環状通路 94、96 はステータ 84 のラジアル面に形成され、旋回ジェット流発生手段 100 として機能する。第 1 環状通路 94 は連絡部 94a を経て第 2 環状通路 96 と連

通し、第 2 環状通路 96 は連絡部 96a を経て中央排気口 98 と連通する。噴射ノズル 74 内で高圧の作動流体は高速の旋回ジェット流 D（図 4 参照）として旋回ジェット流発生手段 100 内を高速で通過して中央排気口 98 から排出される。図 3、4 において、第 1 および第 2 環状通路 94、96 内には複数の案内翼 102 が形成され、その先端部は旋回流の一部を周期的に軸方向に偏向させるように放射方向に配置されている。図 3 に戻って、第 1 ステータ 84 は中央排気口 98 と連通する排気路 104 を備える。排気路 104 はアウトレット 18a に接続され、第 2 膨張タービン 18 の膨張蒸気は排熱回収蒸発器 22 へ給送される。

【0021】図 3 において、ステータ 84' はステータ 84 と同様に噴射ノズル 74' と連通する旋回ジェット流発生手段 100' をラジアル面に備える。旋回ジェット流発生手段 100' は第 1 および第 2 環状通路 91、96' と、これらの中に形成された複数の案内翼 102' と、中央開口部 80a とを備える。第 2 環状通路 96' の端部は中央開口部 80a に連通するように形成される。

【0022】第 1 膨張タービン 16 のステータ 86、86' はそれぞれ噴射ノズル 76、76' と連通する旋回ジェット流発生手段 106、106' を備える。旋回ジェット流発生手段 106 はステータ 86 のラジアル面に互いに連通するように形成された第 1 および第 2 環状通路 108、110 と、これらの中に形成された複数の案内翼 112 と、中央排気口 114 とを備える。ステータ 86 はフレームまたはエンドプレート 116 により、タービンハウジング 72 に固定され、ステータ 86 とフレーム 116 との間にはベアリングサポート 118 がサンドイッチされている。ベアリングサポート 118 はベアリング 120 を介して出力軸 50 の端部を支持するとともに、排気路 122 と連通するアウトレット 16a を支持している。排気路 122 はステータ 86 の排気路 124 を介して中央開口部 114 と連通して、旋回ジェット流発生手段 106、106' から吐出された膨張蒸気をアウトレット 16a から再熱器 20 へ給送する。ステータ 86' の旋回ジェット流発生手段 106' はステータ 86 と同様に第 1 および第 2 環状通路 108'、110' と、これらの中に形成された複数の案内翼 112' と中央開口部 80b とを備える。

【0023】固定ディスク 80 の中央開口部 80a、80b の中間部には出力軸 50 に固定されたスリーブ 50a の外周に形成されたラビンスパッキン 50b からなるシール手段が配置されていて、第 1 および第 2 タービン 16、18 を互いに流体力学的に分離している。しかし、シール手段はその他のシール構造から構成しても良い。

【0024】図 3 において、第 1 ステータ 74、74' の間には第 2 タービン 18 のタービンロータ 126 が配

置され、第2ステータ76、76'の間には第1タービン16のタービンロータ128が配置され、タービンロータ126、128は出力軸50に固定される。タービンロータ126、128の両ラジアル面はそれぞれ第1ステータ74、74'のラジアル面および第2ステータ76、76'のラジアル面に対向するようにタービンハウジング72内で配置される。

【0025】図3、図5において、タービンロータ126はハブ127を介して出力軸50に固定支持された回転ディスクからなる。タービンロータ126の両ラジアル面には第1、第2環状案内溝130、132が形成され、その中に、それぞれ複数のタービン動翼134、136が形成されている。タービン動翼134、136の頂部は放射状に配列される。第1、第2環状案内溝130、132はそれぞれ対面するステータ74の第1、第2環状通路94、96と同一軌道上に形成されている。タービンロータ126は、さらに、中心部に軸流ファンブレード140と、複数の連通口142とを備える。同様に、ステータ74'に対向するタービンロータ126のラジアル面は第1、第2環状案内溝130'、132'と、これらの中に形成された複数のタービン動翼134'、136'とを備える。ステータ76に対向するタービンロータ128のラジアル面は第1、第2環状案内溝150、152と、複数のタービン動翼154、156とを備える。ステータ76'に対向するタービンロータ128のラジアル面は第1、第2環状案内溝150'、152'と、複数のタービン動翼154'、156'とを備える。タービンロータ128は軸流ファン157を有するハブ158を介して出力軸50に固定され、中心部に複数の連通口160を備える。

【0026】図3～図6において、噴射ノズル74に流入した作動流体の高速流D1はステータ84の第1環状通路94を旋回流となって流れ、連絡部94aを経て第2環状通路96に流入する。第2環状通路96の連絡部96aを経て旋回流は中央排気口98、排気路104およびアウトレット18aを経て排熱回収蒸発器22に供給される。上記工程において、図6に示されるように、高速ジェット流D1はステータ84の案内翼102によって偏向流D2となってタービン動翼134に衝突してタービンロータ126を矢印E方向に移動させる。タービン動翼134に衝突した旋回流はタービン動翼の曲面壁によって方向が変えられ、偏向流D3となり、この偏向流D3はステータ84の案内翼102により再びタービン動翼134の方向に案内される。このように噴射ノズル74から第1環状通路94および第2環状通路96を通過する旋回ジェット流は案内翼102およびタービン動翼134、136で流れ方向が偏向されながらタービン動翼134、136に直接衝突して回転エネルギーを与える。図6(a)および図6(b)はステータ84に対するタービンロータ126のそれぞれ異なる相対位

置関係を示す。図3において、タービンロータ126の両側のラジアル面の複数のタービン動翼134、136、134'、136'には複数の旋回流が同時に衝突するため、タービンロータ126には大きな回転力を与えられる。第1ステータ74、74'の第2環状通路96、96'の旋回ジェット流はそれぞれ中央開口部80aおよび中央排気口98に流入する。一方、第1タービン16の噴射ノズル76、76'に流入した第1作動流体は第2ステータ86、86'の旋回ジェット流発生手段106、106'にて高速の旋回ジェット流となって通過し、タービンロータ128に対してタービンロータ126と同一方向に回転力を与える。膨張蒸気は中央開口部80b、中央排気口114ならびに排気路122、124を経てアウトレット16aから再熱器20(図1参照)に送られる。

【0027】図7、図8は図4、図5のステータおよびタービンロータの変形例を示し、図7、図8と同一部品については同一符号を用い、類似部品については同一符号にダブル・アポストロフィを用いる。図7において、ステータ74"はそのラジアル面に外周から中心部へ延びるように形成されたスパイラル旋回流通路160、162からなる旋回ジェット流発生手段100"を備える。スパイラル旋回流通路160、162はステータ74"の外周近辺で作動流体噴射ノズル74と連通して高速の作動流体D1"を導入する。スパイラル旋回流通路160、162内で作動流体D1"はそれぞれ高速のスパイラル旋回ジェット流となって流れ、タービンロータへ回転エネルギーを与えた後、中央排気口98を経て、前述したような次工程に給送される。図8において、タービンロータ126"はラジアル面に外周から中心部へ延びるように、しかも、ステータ74"のスパイラル旋回流通路160、162とそれぞれ同一軌道上に形成されたスパイラル案内溝164、165を備えた回転ディスクからなる。スパイラル案内溝164、165にはそれぞれ複数のタービン動翼166、168が放射状に延びるように形成される。スパイラル案内溝164、165の中心部は複数の連通口142"と軸流ファンブレード14"を備える。タービンロータ126"はハブ127"を介して出力軸50に圧入その他適当な手段で固定支持される。

【0028】図7、図8のステータ74"およびタービンロータ126"は図3に示されるようにタービンハウジング72内に互いに互に対面するように配置される。この変形例において、ステータ74"のスパイラル旋回流通路160"はそのラジアル面に複数の高速スパイラル旋回ジェット流を発生させる。このとき、スパイラル旋回ジェット流の一部はタービンロータ126"の複数のタービン動翼166、168に同時に衝突してタービンロータ126"を回転させる。このとき、スパイラル旋回流D1"の遠心力により、スパイラル旋回流通路1

60、162の旋回流の一部は周方向に高速で飛び出して、対面するタービンロータ126”の案内溝164、165にガイドされて放射状のタービン動翼166、168に衝突する。タービンロータ126”のスパイラル案内溝164、165の位相はステータ74”のスパイラル旋回流通路160、162に対して変化し、1回転毎に位相が一致する。タービンロータ126”の回転時に多数のタービン動翼166、168にステータ74”のスパイラル旋回流通路160、162から飛び出した高速の作動流体が同時に回転方向に衝突するため、タービンロータ126”は低速高トルクで駆動される。

【0029】図9は本発明の望ましい他の実施例による密閉サイクル動力システム10’の系統図を示し、図1と同一部品については同一符号を使用する。動力システム10’は蒸気作動流体Cを生成するためのコンバスタ12’と、蒸気作動流体により駆動される膨張タービン16と、有機作動流体を発生する排熱回収蒸気発生器22と、有機作動流体により駆動される膨張タービン36と、再生冷却器37と、昇圧ポンプ39と、再生器40と、凝縮器42と、昇圧ポンプ35と、昇圧ポンプ46と、流量制御弁47と、切換弁200と、第1、第2触媒コンバータ202、204と、火災防止器206とを備える。動力システム10’の基本原理は図1の動力システム10と同一であるため、詳細な説明を省略する。

【0030】触媒コンバータ162は、たとえば、米国特許第4,182,748号、同第4,287,169号、同第4,289,744号、同第4,306,906号、同第4,308,248号および同第4,324,777号に開示された分解用触媒合金からなる固形状ボールまたはペレット202aからなり、多数のペレット202aはケース202cに収納される。ケース202cには流量制御弁47を通過した給水が切換弁200を介して供給され、ケース内の多数のペレット202aと給水が接触反応して水素と酸素とを発生する。水素と酸素は吹出口202bから火災防止器206を経てコンバスタ12’に供給される。コンバスタ12’は水素供給パイプと酸素供給パイプとが一体化されて火災防止器206に接続される。火災防止器206は金属繊維その他公知のものから構成される。なお、第1触媒コンバータ202の性能が一定値以下に低下したときは、切換弁200を操作して給水を第2触媒コンバータ204に切換えるようにする。このような切換により、密閉サイクル動力システム10’の連続運転が可能である。

【0031】図9において、膨張タービン16および膨張タービン36はそれぞれ図4、図7に示すようにラジアル面に旋回ジェット流発生手段を備えたステータと、図5、図8に示すようにラジアル面に放射方向に延びる多数のタービン動翼を備えたタービンロータから構成しても良い。タービン16およびタービン36は図3に示すようにハイブリッド構造にしても良く、あるいは、そ

れぞれ別々のタービンハウジング内に独立して構成しても良い。独立したタービンの出力軸を互いに連結しても良い。

【0032】

【発明の効果】以上説明したように、本発明の密閉サイクル動力システムにおいて、第1膨張タービンの入口温度を下げることによりタービンの冷却構造を不要とし、第1膨張タービンの排気熱を利用して有機作動流体を生成してこれにより第2膨張タービンを駆動し、第2膨張タービンの凝縮液と第1膨張タービンの排気とを熱交換させながら給水を生成し、給水を加圧して高圧給水としてコンバスタに供給して第1膨張タービンを駆動するための蒸気作動流体を生成することにより、系外への熱量の放出を少なくして熱効率を上げ、小型軽量化および低コスト化を図るようにしたものである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による望ましい実施例の密閉サイクル動力システムの系統図である。

【図2】図1のコンバスタの1例を示す図である。

【図3】図1の第1および第2タービンを組み込んだハイブリッドタービンの1例を示す断面図である。

【図4】図3のIV-IV線より見たステータの平面図である。

【図5】図3のV-V線より見たタービンロータの平面図である。

【図6(a)】および

【図6(b)】図3のステータとタービンロータとの相対位置関係を示す図である。

【図7】図4のステータの変形例を示す図である。

【図8】図5のタービンロータの変形例を示す図である。

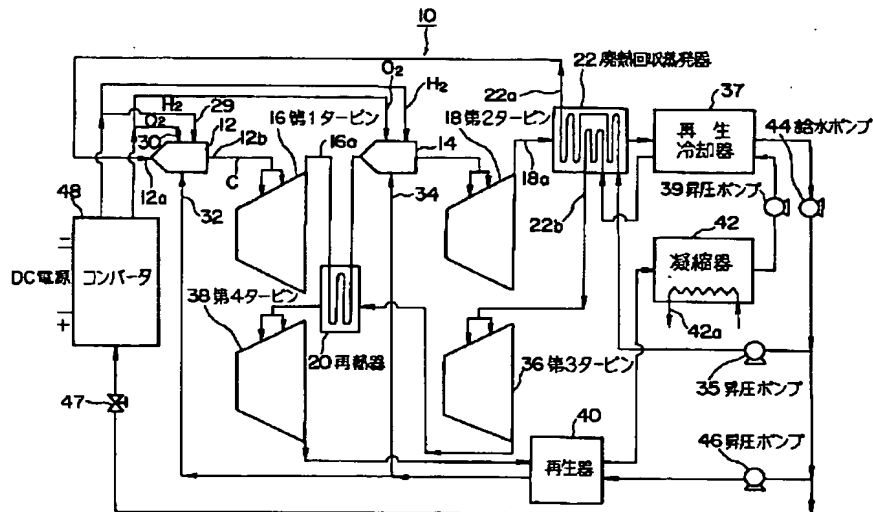
【図9】本発明による他の望ましい実施例の密閉サイクル動力システムの系統図である。

【符号の説明】

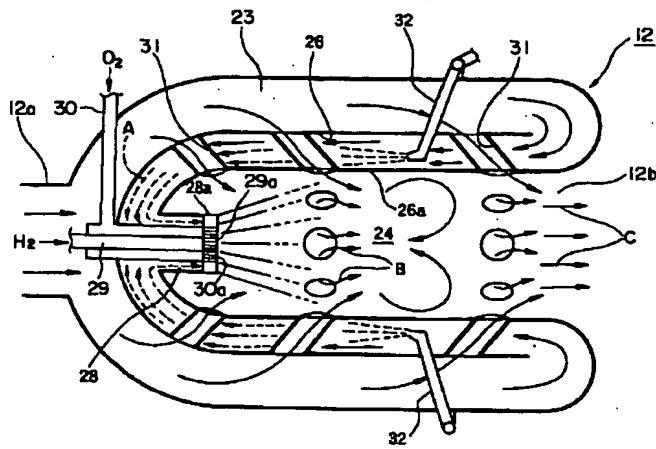
10	密閉サイクル動力システム	48	コンバータ
12	第1コンバスタ	50	出力軸
14	第2コンバスタ	70	ハイブリッドタービン
16	第1タービンハウジング	72	タービン
18	第2タービン	74、74’	
20	第1流体噴射ノズル	76、76’	
22	再熱器	84、84’	
24	排熱回収蒸発器	86、86’	
26	第1ステータ	94	第1環
28	冷却蒸気導入室		
30	第2ステータ		
32	燃焼室		

状旋回通路			3 9	昇圧ポンプ	1 3 4	タービ	
2 6	高圧蒸気発生室	9 6	第 2 環	ン動翼			
状旋回通路			4 0	再生器	1 6 0	第 1 ス	
2 8	混合室	1 0 0	旋回流	パイラル旋回通路			
発生手段			4 2	凝縮器	1 6 2	第 2 ス	
2 9	水素供給管	1 0 0 ”	旋回流	パイラル旋回通路			
発生手段			4 4	給水ポンプ	1 6 4	第 1 ス	
3 0	酸素供給管	1 0 2	案内翼	パイラル案内溝			
3 5	昇圧ポンプ	1 2 6	第 1 タ	4 6	昇圧ポンプ	1 6 5	第 2 ス
ービンロータ			10	パイラル案内溝			
3 6	第 3 タービン	1 2 8	第 2 タ	4 7	流量制御弁	1 6 6	タービ
ービンロータ				ン動翼			
3 7	再生冷却器	1 3 0	第 1 環	2 0 0	切換弁		
状案内溝				2 0 2	第 1 コンバータ		
3 8	第 4 タービン	1 3 2	第 2 環	2 0 4	第 2 コンバータ		
状案内溝				2 0 6	火炎防止器		

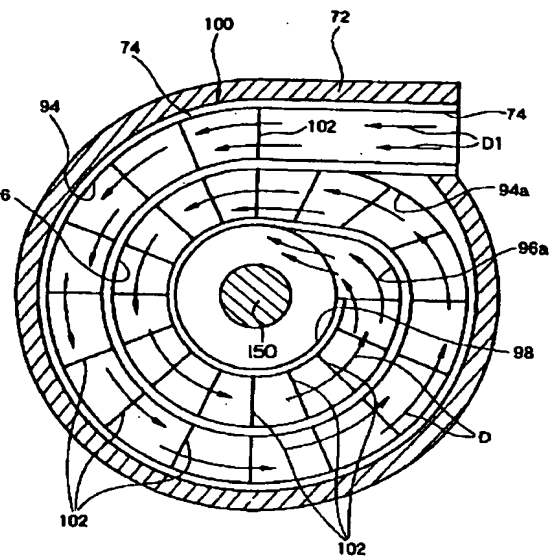
【図 1】



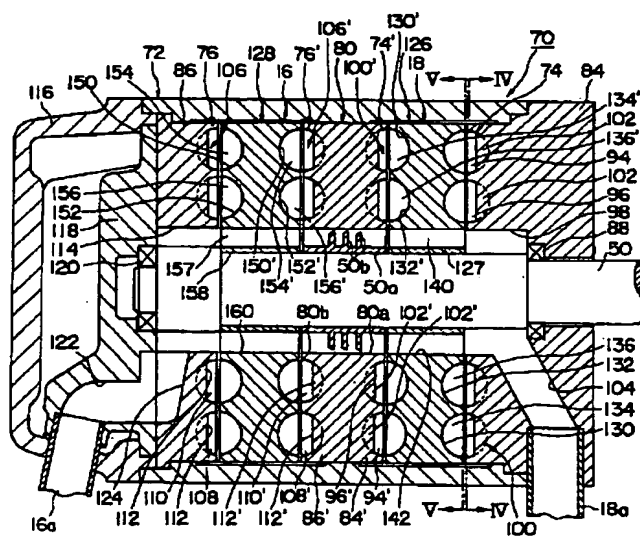
【図 2】



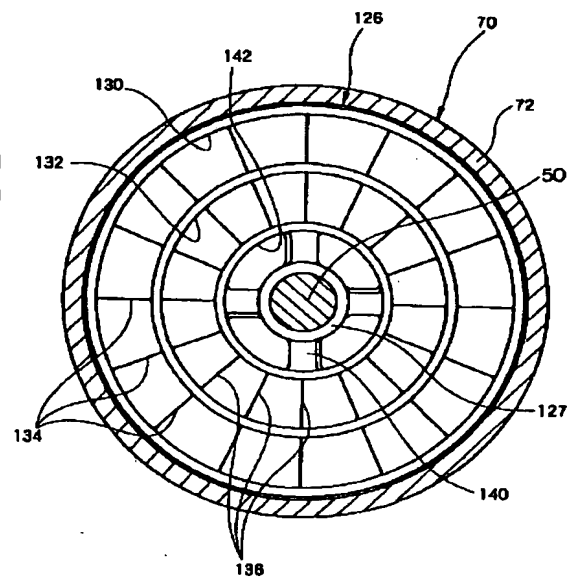
【図 4】



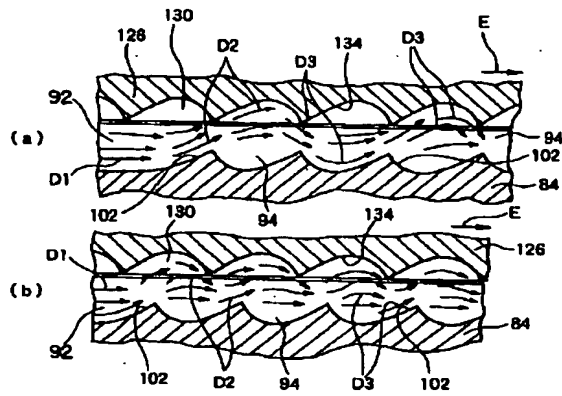
【図 3】



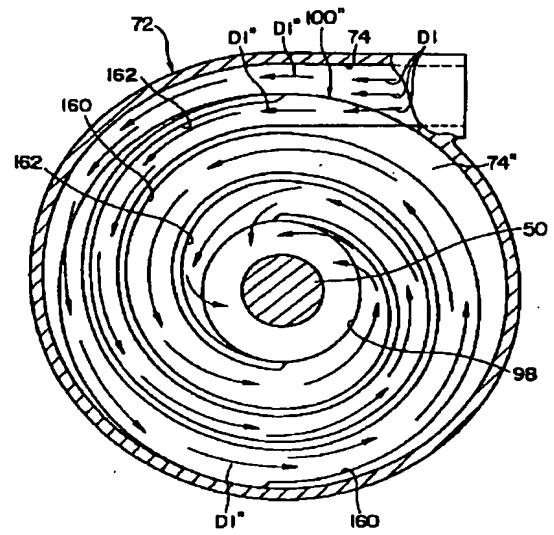
【図 5】



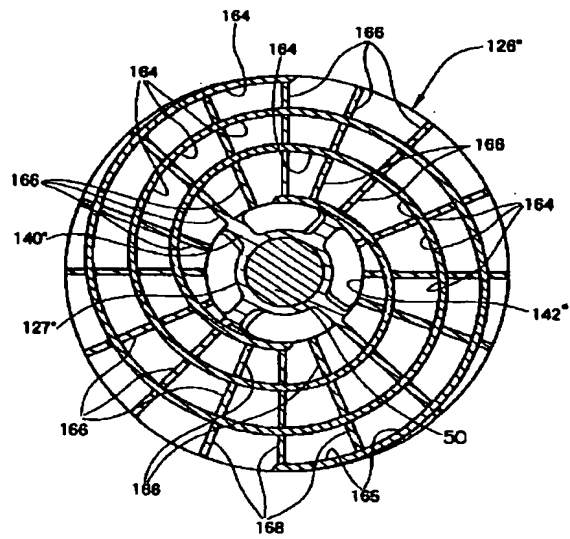
【図 6】



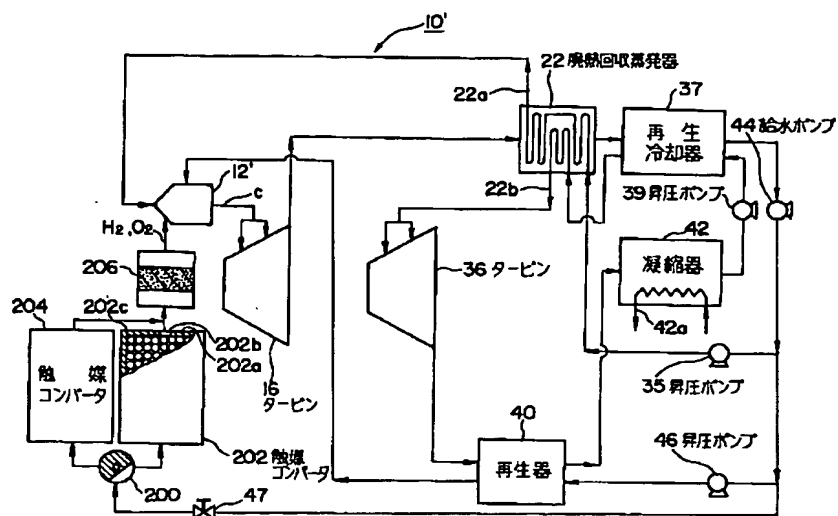
【図 7】



【図 8】



【図 9】



(51) Int.Cl.⁷

F I

テーマコート* (参考)

F O 1 K	21/04
	25/00
	25/10
F O 2 C	3/22
	3/30
	6/18

F O 1 K	21/04
	25/00
	25/10
F O 2 C	3/22
	3/30
	6/18

A
B
D

B
D
A
Z